



⑬ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 102 06 202 A 1**

⑤ Int. Cl. 7:
F 16 H 15/38
F 16 H 37/08
F 16 H 57/04

⑲ Aktenzeichen: 102 06 202.1
⑳ Anmeldetag: 15. 2. 2002
㉓ Offenlegungstag: 28. 8. 2003

DE 102 06 202 A 1

⑦ Anmelder:
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

⑦ Erfinder:
Henzler, Steffen, Dipl.-Ing., 73560 Böbingen, DE;
Elser, Wolfgang, Dipl.-Ing., 73630 Remshalden, DE;
Nguyen, Dinh Cuong, Dipl.-Ing., 73732 Esslingen,
DE

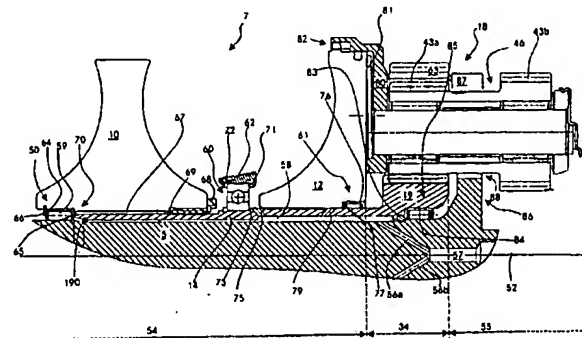
⑤ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE 199 48 756 A1
DE 199 47 851 A1
US200 1/62 51 039 B1
US 21 40 012
JP 11-2 80 861 A
JP 20 00-2 20 719 A

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤ Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator

⑤ Die Erfindung betrifft ein Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator, welcher koaxial zu einem Zwischengetriebe angeordnet ist. Dabei ist eine Hohlwelle, auf welcher der Toroidvariator z. T. angeordnet ist, nicht schwimmend gelagert, sondern gegenüber dem Getriebegehäuse zumindest axial abgestützt.



DE 102 06 202 A 1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator gemäß dem Oberbegriff von Patentanspruch 1.

[0002] Ein solches Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator ist bereits aus der US 6,251,039 B1 bekannt. Dieses Kraftfahrzeuggetriebe ist leistungsverzweigt und weist einen coaxialen Aufbau auf. Der Toroidvariator weist zwei Toruskammern auf, deren zentrale Abtriebs scheibe drehfest mit der als Hohlwelle ausgeführten Abtriebswelle verbunden ist. Hingegen ist die konzentrisch innerhalb der Hohlwelle angeordnete Eingangswelle drehfest mit zwei äußeren Antriebs scheiben verbunden.

[0003] Ferner ist aus der DE 199 47 851 A1 bereits ein Toroidvariator bekannt.

[0004] Aufgabe der Erfindung ist es, ein wirkungsgradoptimiertes und langlebiges Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator zu schaffen.

[0005] Die erläuterte Aufgabe ist gemäß der Erfindung mit den Merkmalen von Patentanspruch 1 in vorteilhafter Weise gelöst.

[0006] Ein Vorteil der Erfindung ist der, dass die drehbar gegenüber dem Getriebegehäuse gelagerte Hohlwelle axial gegenüber diesem abgestützt ist. Dadurch ist zumindest in eine axiale Richtung eine definierte Axialposition der Hohlwelle geschaffen. Äußere Axialkräfte, welche auf die Hohlwelle einwirken, werden im Getriebegehäuse abgestützt. Insbesondere Axialkräfte welche aus der Massenträgheit der Hohlwelle beim Beschleunigen und Abbremsen des Kraftfahrzeuges resultieren, haben keinen Einfluss auf den Toroidvariator, sondern werden am Getriebegehäuse abgestützt. Da solche Massenträgheiten beim Beschleunigen und Abbremsen insbesondere bei längseingebauten Antriebssträngen auftreten, findet das erfindungsgemäße Kraftfahrzeuggetriebe bei einem solchen längseingebauten Antriebsstrang besonders vorteilhaft Einsatz. Längseingebaute Antriebsstränge haben zusätzlich den Vorteil, dass mit diesem besonders hohe Drehmomente übertragbar sind. Insbesondere bei längseingebauten Antriebssträngen, bei welchem zumindest ein Teil des Antriebsmomentes auf die Hinterachse übertragen wird, kann die Vorderachse infolge der geringen bzw. überhaupt nicht vorhandenen Antriebsmomente in vorteilhafter Weise mit großen Vorderradeinschlagswinkeln versehen sein.

[0007] Da die äußeren Axialkräfte bei der Regelung der Anpresskraft zwischen den An-/Abtriebs scheiben und den Rollern nicht mehr zu berücksichtigen sind, kann die Grundanpressung und die Sicherheitsanpressung gegen Durchrutschen auf einem geringen Niveau gehalten werden, was sich positiv auf den Wirkungsgrad des Toroidvariators und die Standfestigkeit des Getriebes auswirkt. Ferner wird ein Traktionsfluid an einer Abwälzfläche zwischen den An-/Abtriebs scheiben und den Rollern entlastet. Auch können die Regelungsvorgänge in vorteilhafter Weise genauer sein.

[0008] Neben der Massenträgheit kann ein Grund für äußere Axialkräfte auf die Hohlwelle auch eine im Patentanspruch 2 aufgeführte Schrägverzahnung an einem bewegungs fest mit der Hohlwelle verbundenen Getriebe glied eines Zwischengetriebes sein. Diese Schrägverzahnung ist gegenüber Geradverzahnungen in vorteilhafter Weise laufruhig. Ein solches Getriebe glied kann beispielsweise ein Zentral- bzw. Sonnenrad sein.

[0009] Patentanspruch 4 und 5 zeigen vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung, bei welchen die zentrale Abtriebs scheibe bzw. die eine Antriebs scheibe axialverschieblich gegenüber der Hohlwelle ist. Somit sind die beiden Antriebs scheiben und die Abtriebs scheibe ohne großen kon-

struktiven Aufwand gegen die Roller verspannbar, ohne dass auf die zuvor genannten Vorteile einer axial fixierten Hohlwelle verzichtet werden muss. Dabei ist die Variation der Verspannung besonders vorteilhaft, um die Anpressung zwischen den An-/Abtriebs scheiben und den Rollern dem jeweiligen vom Toroidvariator zu übertragenden Drehmoment anzupassen. Dies geht mit Vorteilen hinsichtlich des Wirkungsgrades und der Standfestigkeit des Toroidvariators einher.

[0010] Patentanspruch 6 zeigt eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung, bei welcher ein mit der Hohlwelle bewegungs fest verbundenes, schrägverzahntes, Getriebe glied auch dann Anwendung finden kann, wenn die Schrägverzahnung in beide axialen Richtungen Kräfte ausübt. Ein solcher Fall tritt beispielsweise dann auf, wenn mit dem Toroidvariator in einem Fahrbereich sowohl die Vorwärtsfahrt, als auch die Rückwärtsfahrt verwirklicht wird, wobei zwischen Vorwärtsfahrbereich und Rückwärtsfahrbereich der Geared-Neutral-Punkt liegt. Ebenso findet bei Zug-Schub-Umkehr eine Umkehr der Kraft richtung statt.

[0011] Durch die in diesem Patentanspruch 6 beanspruchte axiale Abstützung der Hohlwelle in beide Richtungen haben Massenträgheiten

- sowohl beim Beschleunigen,
- als auch beim Abbremsen, bzw.
- bei quereingebauten Antriebssträngen auch bei Rechts- und Linkskurvenfahrt,

kaum Einfluss auf die Hohlwelle und damit auf den Toroidvariator.

[0012] Patentanspruch 7 zeigt eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung, bei welcher die Durchbiegung der Hohlwelle auch bei großen Belastungen gering gehalten wird. In vorteilhafter Weise kann somit in dem axialen Bereich der An-/Abtriebs scheibe auf ein weiteres radiales Lager zwischen Hohlwelle und der radial inneren Eingangswelle verzichtet werden. Neben den damit erzielten Kostenvorteilen kann demzufolge auch der radiale Abstand zwischen Hohlwelle und Eingangswelle gering gehalten werden, was mit Bauraumvorteilen einhergeht.

[0013] Das in der vorteilhaften Ausgestaltung gemäß Patentanspruch 8 gezeigte Wälzlager kann beispielsweise als

- einreihiges Rillenkugellager oder
- zweireihiges Rillenkugellager oder
- zweireihiges Schulterkugellager oder
- einreihiges Schrägkugellager oder
- zweireihiges Schrägkugellager oder
- zweireihiges Kegelrollenlager

ausgestaltet sein.

[0014] Ein Vorteil der Ausgestaltung gemäß Patentanspruch 9 ist der, dass ein Ringraum, welcher sich zwischen coaxialen Wellen bildet, einen verhältnismäßig großen Strömungsquerschnitt aufweist, so dass ein entsprechend großer Volumenstrom das zuvor genannte Lager mit Schmiermittel versorgen kann. Da ein großer Strömungsquerschnitt auch geringe Strömungsverluste mit sich bringt, ist der Wirkungsgrad des Gesamtgetriebes besonders gut. Dabei entfallen in besonders kostengünstiger Weise aufwendige Bearbeitungen - insbesondere spanende Bearbeitungen - zur Herstellung eines separaten Schmiermittelkanals in einer der Wellen.

[0015] Patentanspruch 10 zeigt eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung eines zuvor genannten Ringraumes in Verbindung mit einer radialen Abstützung gemäß Patentanspruch 7. Infolge der radialen Abstützung der Hohlwelle ge-

genüber dem Getriebegehäuse kann eine Drossel zwischen der Hohlwelle und der Eingangswelle einen genau definierten Spalt aufrecht erhalten. Dieser genau definierten Spalt versorgt dann zumindest ein weiteres Lager des Kraftfahrzeuggetriebes mit einem genau definierten Teilstrom von Schmiermittel. Anstelle des Spaltes kann auch ein Dichtring vorgesehen sein, welcher eine definierte Leckage zulässt.

[0016] Generell ist ein Vorteil von leistungsverzweigten Kraftfahrzeuggetrieben mit Toroidvariator der, dass der Toroidvariator infolge der Verwendung eines konstant übersetzenden Leistungspades in weiten Betriebsbereichen entlastet wird. Diese Entlastung ist insbesondere bei drehmomentstarken Antriebsmotoren vorteilhaft, bei denen das Abtriebsmoment des Antriebsmotors deutlich über dem maximal zulässigen Eingangsmoment des Toroidvariators liegt und somit eine Reduktion des Variatormomentes alleine durch Vorschalten einer Übersetzungsstufe "ins Schnelle" nicht ausreichend wäre. Die besagten drehmomentstarken Antriebsmotoren werden üblicherweise in Antriebssträngen längs eingebaut.

[0017] Die Entlastung des Toroidvariators bewirkt bei entsprechender Auslegung des Kraftfahrzeuggetriebes zudem in vorteilhafter Weise eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades des Kraftfahrzeuggetriebes in dem entsprechenden Fahrbereich, da die Leistung im konstant übersetzten Leistungspfad mit höherem Wirkungsgrad übertragen werden kann als im stufenlos veränderlich übersetzten.

[0018] Ein weiterer Vorteil der Toroidvariatorrentlastung liegt darin, dass dadurch die Anpresskräfte an den An/Abtriebsscheiben gesenkt werden können, was zu einer Senkung der Reibungsverluste führt. Infolge der Verringerung der Reibungsverluste muss auch weniger Wärme abgeführt werden.

[0019] Des weiteren kann durch die Entlastung des Toroidvariators dessen Lebensdauer in vorteilhafter Weise erhöht werden.

[0020] Ein Vorteil der Aufteilung der Getriebeübersetzung auf zumindest zwei Fahrbereiche ist der, dass dadurch die Spreizung des Kraftfahrzeuggetriebes erhöht wird.

[0021] Getriebespreizungen, die größer als die Toroidvariatorspreizung sind, werden somit möglich.

[0022] Beide Fahrbereiche sind in vorteilhafter Weise in Leistungsverzweigung ausführbar, um den Wirkungsgrad zu erhöhen.

[0023] Mittels einer Geared-Neutral-Funktion kann in vorteilhafter Weise ein Anfahrlement, wie beispielsweise ein hydrodynamischer Drehmomentwandler, eingespart werden. Die Implementierung eines "Geared-Neutral"-Modus ermöglicht einen Betrieb, bei dem allein durch Verschieben des Toroidvariators die Fahrzustände Vorwärtsfahrt, Rückwärtsfahrt und Stillstand erreicht werden können. Ferner ist keine Reversiereinheit, wie beispielsweise ein Wendesatz mit zugehörigen Kupplungen oder Bremsen, erforderlich, was sich ebenfalls vorteilhaft auf Gewicht, Baumaß und Kosten auswirkt.

[0024] Das Kraftfahrzeuggetriebe befindet in besonders vorteilhafter Weise Anwendung in einem Antriebsstrang mit Front-Antriebsmotor und Hinterachsantrieb. Ferner findet das Kraftfahrzeuggetriebe in besonders vorteilhafter Weise Anwendung in einem Allradantrieb, welcher aus einem modifizierten Antriebsstrang mit Front-Antriebsmotor und Hinterachsantrieb hervorgeht. Einen solchen Antriebsstrang zeigt die nicht veröffentlichte DE 101 33 118.5.

[0025] Weitere Vorteile der Erfindung gehen aus den weiteren Patentansprüchen, der Beschreibung und der Zeichnung vor.

[0026] Die Erfindung ist nachfolgend anhand eines Ausführungsbeispiels der gesamten Kraftfahrzeuggetriebes und

zwei Ausgestaltungsalternativen der Tragzapfen erläutert.

[0027] Es zeigen

[0028] Fig. 1 in einem schematischen Axialschnitt ein Kraftfahrzeuggetriebe, welches ein stufenloses Toroidgetriebe, ein Planetenräder-Zwischengetriebe und ein Planetenräder-Endgetriebe umfasst,

[0029] Fig. 2 in einer detailliert geschnittenen Darstellung ein Detail II des Getriebeschemas aus Fig. 1, wobei dieses u. a. sich strahlenförmig nach außen erstreckenden Stege aufweist,

[0030] Fig. 3 zeigt in einem Detail einen Schnitt durch einen der Stege aus Fig. 2,

[0031] Fig. 4 einen schematischen Prinzipschnitt zur Erläuterung der Funktion der Roller vom Toroidvariator gemäß Fig. 1,

[0032] Fig. 5 in einer ersten Ausgestaltungsalternative eines Rollers diesen und dessen Tragzapfen detailliert in einer geschnittenen Darstellung und

[0033] Fig. 6 in einer zweiten Ausgestaltungsalternative eines Rollers diesen und dessen Tragzapfen detailliert in einer geschnittenen Darstellung.

[0034] Fig. 1 zeigt in einem schematischen Axialschnitt ein Kraftfahrzeuggetriebe, welches ein stufenloses Toroidvariator 7, ein Planetenräder-Zwischengetriebe 8 und ein Planetenräder-Endgetriebe 9 umfasst.

[0035] Das Kraftfahrzeuggetriebe findet Anwendung in einem Antriebsstrang mit Front-Antriebsmotor und Hinterachsantrieb. Das Kraftfahrzeuggetriebe ist somit im Kraftfluß zwischen dem nicht näher dargestellten Front-Antriebsmotor und einem Hinterachsgetriebe angeordnet, mittels welchem hintere Antriebswellen und demzufolge Antriebsräder angetrieben werden. Der Front-Antriebsmotor ist mit einer Eingangswelle 5 des Kraftfahrzeuggetriebes gekoppelt und das Hinterachsgetriebe ist mittels einer Gelenkwelle mit einer Ausgangswelle 6 des Kraftfahrzeuggetriebes drehfest verbunden.

[0036] Mittels einer am hinteren Ende des Kraftfahrzeuggetriebes angeordneten Reibungskupplung K3 ist die Eingangswelle 5 mit der Ausgangswelle 6 reibschlüssig koppelbar, so daß ein direkter Durchtrieb vom Antriebsmotor zum Hinterachsgetriebe herstellbar ist.

[0037] Die Eingangswelle 5 ist an deren beiden Endbereichen mittels zwei Wälzlager 135 und 136 drehbar gegenüber einem nichtdrehenden Gehäuseteil 26 des Kraftfahrzeuggetriebes gelagert. Dabei sind die beiden Wälzlager 135 und 136 als Festlager-Loslager-Paarung ausgebildet. Die Eingangswelle 5 ist mit einer benachbarten ersten toroidalen zentralen Antriebscheibe 11 des Toroidvariators 7 und über die koaxiale zentrale Eingangswelle 5 mit einem zweistufigen Planetenträger 18 des Zwischengetriebes 8 bewegungs-

fest verbunden. Dieser Planetenträger 18 ist mit der zu diesem benachbart angeordneten zweiten zentralen toroidalen Antriebscheibe 12 des Toroidvariators 7 drehfest verbunden. Somit sind die beiden Antriebscheiben 11 und 12 im Kraftfluß parallel geschaltet bzw. drehfest zueinander. Eine zur Eingangswelle 5 koaxial angeordnete und von dieser mit Spiel durchsetzte konzentrische Zwischenwelle 14 ist drehfest mit einer axial mittigen Abtriebscheibe 10 ausgestaltet. In diese Abtriebscheibe 10 sind an deren axial voneinander abgewandten Seiten die beiden konkaven toroidalen Abtriebsoberflächen 16 und 17 eingearbeitet. Die Abtriebscheibe 10 ist mit einem inneren schrägverzahnten Zentralrad 19 des Zwischengetriebes 8 bewegungs-

fest verbunden. [0038] Eine Antriebscheibe 11 bzw. 12 steht mit ihrer zugehörigen Abtriebsoberfläche 16 bzw. 17 über zwei Planeten, sogenannte Roller 13a, 13b bzw. 15a, 15b, in Reibkontakt. Jeweils zwei Roller 13a, 13b bzw. 15a, 15b sind einer von zwei Toruskammern 93, 94 zugeordnet. Die Roller 13a,

13b bzw. 15a, 15b sind – wie weiter unten zu Fig. 4 näher erläutert – sowohl um je eine eigene Drehachse 95a, 95b bzw. 96a, 96b drehbar als auch um eine zu ihrer eigenen Drehachse 95a, 95b senkrechte Schwenkachse schwenkbar.

[0039] Das innere schrägverzahnte Zentralrad 19 des Zwischengetriebes 8 weist eine Antriebsverbindung 20 mit einem inneren Zentralrad 21 als ein erstes Getriebeglied des Endgetriebes 9 auf.

[0040] Diese Antriebsverbindung 20 enthält an dem einen Steg des Planetenträgers 18 des Zwischengetriebes 8 gelagerte Hauptplaneten 46 mit beiderseits eines radialen Antriebssteges des Planetenträgers 18 angeordneten Zahnkränzen 43a, 43b, von denen der eine Zahnkranz 43a mit dem mit der konzentrischen Zwischenwelle 14 verbundenen inneren Zentralrad 19 und der andere Zahnkranz 43b mit einem axial auf der anderen Seite des radialen Antriebssteges angeordneten zweiten inneren Zentralrad 48 kämmt, das schließlich seinerseits eine – eine ein- und ausrückbare Kupplung K2 enthaltende – Antriebsverbindung 51 mit dem das erste Getriebeglied des Endgetriebes 9 bildenden inneren Zentralrad 21 aufweist.

[0041] Der mit dem einen inneren Zentralrad 19 des Zwischengetriebes 8 kämmende Zahnkranz 43a des Hauptplaneten 46 steht zusätzlich im Kämmeingriff mit einem Nebenplaneten 63, der an dem zweiten Steg des Planetenträgers 18 gelagert ist und seinerseits mit einem äußeren Zentralrad 22 kämmt, welches über eine topfförmige Antriebsverbindung 23 mit einer Kupplungshälfte einer ein- und ausrückbaren Reibungskupplung K1 drehfest verbunden ist. Eine zweite Kupplungshälfte dieser Reibungskupplung K1 ist mit einem ein zweites Getriebeglied des Endgetriebes 9 bildenden äußeren Zentralrad 24 drehfest verbunden.

[0042] Das Endgetriebe 9 weist ein drittes Getriebeglied in Form eines Planetenträgers 25 auf, welcher mittels eines radialen Abstützsteges 36 drehfest mit dem nichtdrehenden Gehäuseeteil 26 des Kraftfahrzeuggetriebes verbunden ist und Planetenräder 34a, 34b mit zwei Zahnkränzen 37a, 37b gleicher Zähnezahl lagert, welche beiderseits des Abstützsteges 36 angeordnet sind, und von denen der eine, dem Zwischengetriebe 8 benachbart liegende Zahnkranz 37a sowohl mit dem inneren als auch mit dem äußeren Zahnrad 21 bzw. 24 kämmt.

[0043] Das Endgetriebe 9 weist ein viertes Getriebeglied in Form eines zweiten äußeren Zentralrades 27 auf, welches mit dem anderen Zahnkranz 37b der Planetenräder 34b kämmt und eine Antriebsverbindung 28 mit der Ausgangswelle 6 aufweist.

[0044] Am Außenumfang des äußeren Zentralrades 27 ist ein Parksperrenrad 33 konzentrisch und bewegungsfest angeordnet.

[0045] Im unteren Fahrbereich sind im Vorwärtsfahrtrieb die Kupplung K1 eingerückt und die Kupplung K2 ausgerückt, so daß die Leistung am Zwischengetriebe 8 verzweigt wird, wobei ein erster Teil der Leistung zur Abtriebswelle 6 und ein zweiter Teil der Leistung über den Toroidvariator 7 in die Abtriebswelle 5 einfließt.

[0046] Fig. 2 zeigt in einer detailliert geschnittenen Darstellung ein Detail II des Getriebeschemas aus Fig. 1, wobei jedoch die Roller 13b, 15b aus Fig. 1 nicht dargestellt sind.

[0047] Die Eingangswelle 5 weist einen ersten axialen Bereich 54 auf, in welchem auch der Toroidvariator 7 bzw. die An- und Abtriebsscheiben 10, 11, 12 liegen. Dieser erste axiale Bereich 54 ist als Vollwelle ausgeführt, wodurch deren Durchmesser sehr gering ist. Diesem ersten axialen Bereich 54 schließt sich ein zweiter axialer Bereich 34 an, in welchem auch eine erste Radsatzebene des Zwischengetriebes 8 liegt, die u. a.

- das innere schrägverzahnte Zentralrad 19,
- den Zahnkranz 43a und
- den Nebenplaneten 63

umfasst.

[0048] In diesem zweiten axialen Bereich 34 sind zwei Ölkanaäle 56a, 56b schräg in die Vollwelle gebohrt. Diese Ölkanaäle 56a, 56b münden einerseits in einen Ringraum 58 und andererseits in einer zentralen Bohrung 57 der Eingangswelle 5, welche im wesentlichen in einem dritten axialen Bereich 55 liegt. Somit stellen die beiden Ölkanaäle 56a, 56b eine Strömungsverbindung zwischen der unter Öldruck stehenden zentralen Bohrung 57 und dem Ringraum 58 her, welcher im wesentlichen im ersten axialen Bereich 54 liegt. Während die radial innere Wand des Ringraums 58 von der Eingangswelle 5 gebildet wird, wird die radial äußere Begrenzung des Ringraumes 58 von der konzentrischen als Hohlwelle ausgeführten Zwischenwelle 14 gebildet. Öffnungen zum Austritt von Schmieröl aus dem Ringraum 58 liegen an Lagerstellen, welche als folgende Wälzlager ausgeführt sind:

- a) ein erstes Nadellager 50 zur drehbaren Abstützung der Abtriebsscheibe 10 gegenüber der Eingangswelle 5,
- b) ein einreihiges Rillenkugellager 60 zur Axial- und Radiallagerung der Zwischenwelle 14 gegenüber einem Gehäuseeteil 62 des Kraftfahrzeuggetriebes,
- c) ein zweites Nadellager 61 zur drehbaren Abstützung der zweiten zentralen toroidalen Abtriebsscheibe 12 gegenüber der Zwischenwelle 14 und
- d) ein drittes Nadellager 85 zur radialen Abstützung des Zentralrades 19 gegenüber der Eingangswelle 5 im zweiten Bereich 34.

[0049] Im folgenden werden a) bis c) näher erläutert.

a) Das erste Nadellager 50 umfasst Wälzkörper, welche innerhalb eines Käfigs 64 angeordnet sind und sich auf der Eingangswelle 5 in einem Bereich abwälzen, in welchem diese als Vollwelle ausgestaltet ist. Der Käfig 64 ist in eine zentrale Bohrung der Abtriebsscheibe 10 eingesetzt und liegt axial einerseits an einer Stirnfläche 65 eines Endes 70 der Zwischenwelle 14 an. Andererseits liegt der Käfig 64 axial an einem Axialsicherungsring 66 an, welcher in eine Innennut an dem einen axialen Ende der Abtriebsscheibe 10 eingesetzt ist. An dem anderen axialen Ende der Abtriebsscheibe 10 ist diese mit einer Außengewindehülse 68 verschraubt, deren radial nach außen kragerender Endbund axial an einer Stirnfläche der Abtriebsscheibe 10 anliegt. Axial zwischen dem ersten Nadellager 50 und der Außengewindehülse 68 ist die Abtriebsscheibe 10 mittels einer Keilwellenverzahnung 67 drehfest mit der Zwischenwelle 14 verbunden. Dabei wird ein geringes Axialspiel zwischen dem Käfig 64 und der Stirnfläche 65 bzw. zwischen der Außengewindehülse 68 und einer der Keilwellenverzahnung 67 zugehörigen Außenverzahnung 69 der Eingangswelle 5 zugelassen.

[0050] Die Schmierung des großen Nadellagers 50 erfolgt mittels Schmieröl, welches an einem als quasi-Drossel funktierenden Dichtring 190 vorbei aus dem Ringraum 58 am Ende 70 der Zwischenwelle 14 austritt.

b) Das Rillenkugellager 60 weist einen Lageraußenring auf, welcher in axialer Richtung gegenüber dem Gehäuseeteil 62 einerseits an einem Absatz 71 und an-

dererseits an einem Axialsicherungsring 72, welcher in eine Innennut des Gehäuseteils 62 eingesetzt ist, festgelegt ist.

[0051] Ähnlich ist ein Lagerinnenring des Rillenkugellagers 60 in axialer Richtung gegenüber der Zwischenwelle 14 einerseits an einem Absatz 73 und andererseits an einem Axialsicherungsring 74, welcher in eine Umfangsnut der Zwischenwelle 14 eingesetzt ist, festgelegt.

[0052] Die Schmierung des Rillenkugellagers 60 erfolgt mittels Schmieröl, welches durch eine schräge Bohrung 75 in der Zwischenwelle 14 aus dem Ringraum 58 austritt. Diese Bohrung 75 ist axial neben dem Rillenkugellager 60 angeordnet und auf dessen Wälzkörper gerichtet.

c) Das zweite Nadellager 61 umfasst Wälzkörper, welche innerhalb eines Käfigs 76 angeordnet sind und sich auf der Zwischenwelle 14 abwälzen. Der Käfig 76 ist in eine zentrale Bohrung der Abtriebsscheibe 12 eingepresst und liegt axial an einer Stirnfläche 77 eines Bohrungsgrundes dieser zentralen Bohrung an.

[0053] Radial innerhalb der Abtriebsscheibe 12 und axial neben dem zweiten Nadellager 61 ist eine schräge Bohrung 79 in die Zwischenwelle 14 gebohrt, welche das zweite Nadellager 61 mit Schmieröl versorgt.

[0054] Die Abtriebsscheibe 12 ist systembedingt mittels einer Axialverzahnung 82 und einer Tellerfeder 81 drehfest und axial vorgespannt gegenüber einer Planetenträgerbolzenaufnahme 80 des Planetenträgers 18.

[0055] Der Ringraum 58 ist auf dessen dem Zwischenge triebe 8 zugewandter Seite mit einem Dichtring 83 abgedichtet, welcher in eine konzentrische Bohrung des einteilig mit der Zwischenwelle 14 ausgestalteten Zentralrades 19 eingesetzt ist und als quasi-Drossel fungiert indem der Dichtring 83 eine definierte Leckage zulässt. Der Dichtring 83 ist mittels eines Käfigs 84 des dritten Nadellagers 85 gesichert. Der Dichtring 83 liegt mit dessen Innenseite an der Eingangswelle 5 axial neben den beiden Ölkänen 56a, 56b an und läßt den definierten Leckagedurchfluß zur Schmiermittelversorgung des dritten Nadellagers 85 unter Aufrechterhaltung eines Schmiermitteldruckes im Ringraum 58 zu.

[0056] Im dritten Bereich 55 erstreckt sich axial neben dem Zentralrad 19 ein Planetenträgerarm 86 radial nach außen. Dieser Planetenträgerarm 86 weist sich strahlenförmig nach außen erstreckende Stege 87 auf, welche umfangsmäßig von Ausnehmungen 88 unterbrochen sind. Diese Ausnehmungen 88 werden von den Hauptplaneten 46 durchsetzt, so dass die Zahnkränze 43a, 43b dem Planetenträgerarm 86 beiderseits benachbart sind.

[0057] Fig. 3 zeigt in einem Detail einen Schnitt durch einen der sich strahlenförmig nach außen erstreckenden Stege 87. Die Stege 87 sind gleichartig ausgestaltet, weshalb im folgenden nur einer der drei gleichmäßig am Umfang verteilten Stege 87 erläutert wird.

[0058] Der Steg 87 weist radial außen eine parallel zu einer auch in Fig. 1 und Fig. 2 ersichtlichen Zentralachse 52 des Kraftfahrzeugtriebes ausgerichtete Bohrung 89 auf, in welche ein Planetenträgerbolzen 90 des Nebenplaneten 63 mit Presssitz eingesetzt ist. Dieser Presssitz befindet sich mittig am Planetenträgerbolzen 90, so dass dieser axial mit einem dem Toroidvariator 7 zugewandten Endbereich 91 und einem von diesem abgewandten Endbereich 92 vorsteht. Der Planetenträgerbolzen 90 weist am abgewandten Endbereich 92 radial innen ein Langloch auf, welches in eine zentrale konzentrische Sacklochbohrung mündet. Diese Sacklochbohrung ist an deren Zugangsöffnung mittels einer Kugel verschlossen. Am Boden der Sacklochbohrung, wel-

cher sich im anderen Endbereich 91 befindet, ist eine Querbohrung im Planetenträgerbolzen 90, welche eine Strömungsverbindung von der Sacklochbohrung zu einer Nadel Lagerung des Nebenplaneten 63 herstellt.

[0059] Radial innen vom Planetenträgerbolzen 90 ist das zweite innere Zentralrad 48 angeordnet, welches mit dem in der Zeichnungsebene von Fig. 3 nicht ersichtlichen Zahnkranz 43b kämmt. Dieses im Fahrbetrieb rotierende Zentralrad 48 schleudert infolge der Zentrifugalkraft Schmieröl radial nach außen, von dem ein Anteil durch

- das Langloch,
- die Sacklochbohrung und
- die Querbohrung

zur Nadellagerung des Nebenplaneten 63 gelangt, so dass diese stets reibungsarm und ausfallsicher geschmiert und gekühlt ist.

[0060] Fig. 4 zeigt einen schematischen Prinzipschnitt der Roller 13a, 13b der ersten Toruskammer 93 und der Roller 15a, 15b der zweiten Toruskammer 94 vom Toroidvariator 7 gemäß Fig. 1. Zur besseren Übersicht sind die Antriebs scheiben und Abtriebsscheibe nicht dargestellt. Der schematische Prinzipschnitt ist in der tatsächlichen Einbaulage des Kraftfahrzeugtriebes dargestellt, so dass im Folgenden in Einbaulage unten liegende Bauteile als "unten" angeordnet und in Einbaulage oben liegende Bauteile als "oben" angeordnet bezeichnet sind.

[0061] Da die vier Roller 13a, 13b, 15a, 15b der beiden Toruskammern 93, 94 im wesentlichen gleichartig ausgestaltet sind und gleichartige Funktion haben, werden im folgenden zunächst die Gemeinsamkeiten anhand der Roller 13a, 13b der ersten Toruskammer 93 erläutert.

[0062] Die beiden Roller 13a, 13b sind sowohl um die eine eigene Drehachse 95a, 95b drehbar als auch um eine zu ihrer eigenen Drehachse 95a, 95b senkrechte Schwenkachse 97a, 97b schwenkbar. Dazu ist jeder der Roller 13a, 13b mittels zwei Lagern 98a bzw. 98b und 99a bzw. 99b drehbar um die eigene Drehachse 95a, 95b auf einem Exzenterzapfen 100a bzw. 100b gelagert, welcher mittels eines Schubnadel lagers 101a bzw. 101b geringfügig schwenkbar um eine parallel versetzt zur Drehachse 95a bzw. 95b angeordnete weitere Schwenkachse 102a bzw. 102b angeordnet ist. Dabei ist der Exzenterzapfen 100a bzw. 100b um diese weitere Schwenkachse 102a bzw. 102b schwenkbar wälzgelagert in einem Tragzapfen 103a bzw. 103b aufgenommen. Dieser Tragzapfen 103a bzw. 103b erstreckt sich senkrecht zur Drehachse 95a, 95b bzw. zur weiteren Schwenkachse 102a bzw. 102b und weist an dessen beiden Enden 104a, 105a bzw. 104b, 105b Wälzlager mit ballig ausgestalteten Lager außenringen auf. Diese Lager außenringe bzw. Enden 104a, 105a bzw. 104b, 105b sind einerseits in Bohrungen 107a bzw. 107b einer Abstützplatte 106 aus Stahl und andererseits in Bohrungen 108a bzw. 108b einer Wippe 109 aufgenommen. Sowohl die Abstützplatte 106 als auch ein mittiges Wippenlager 110 der Wippe 109 sind bewegungsfest mit einem Leichtmetallgetriebegehäuse 111 des Kraftfahrzeugtriebes verbunden.

[0063] Die unteren Enden 108a bzw. 108b der Tragzapfen 103a, 103b sind axial gegen Kolben von hydraulischen Axialstellgliedern 112a, 112b abgestützt, welche unterhalb der Tragzapfen 103a, 103b angeordnet sind. Die Zylinder der hydraulischen Axialstellglieder 112a, 112b sind in nicht näher dargestellter Weise gegenüber dem besagten Leichtmetallgetriebegehäuse 111 axial abgestützt. Unterhalb der hydraulischen Axialstellglieder 112a, 112b ist eine nicht näher dargestellte elektrohydraulische Steuerplatte des Kraftfahrzeugtriebes angeordnet. Diese Steuerplatte weist Magnet-

ventile und Steuerschieber zur Steuerung bzw. Regelung der Kupplungen K1, K2, K3 und der Axialstellglieder 112a, 112b auf.

[0064] Die Drehmomentübertragung des Toroidvariators 7 erfolgt durch Rotation der Roller 13a, 13b um deren eigene Drehachse 95a, 95b. Hingegen wird das Übersetzungsverhältnis des Toroidvariators 7 durch Verschwenkung um die Schwenkachse 97a, 97b verstellt.

[0065] Im folgenden wird wieder auf beide Toruskammern 93 und 94 Bezug genommen.

[0066] Zur Einleitung vorgenannter Verschwenkung um die Schwenkachsen 97a, 97b, 113a, 113b werden die Axialstellglieder 112a und 114a bzw. 112b bzw. 114b mit hydraulischem Druck beaufschlagt. Dabei werden jeweils die auf der selben Seite liegenden Kolben mit Druck beaufschlagt. Bei dieser Druckbeaufschlagung schwenken sämtliche vier Roller 13a, 15a, 13b, 15b – infolge der an den Wälzpunkten zwischen den Rollern 13a und 15a bzw. 13b und 15b und An-/Abtriebscheibe 10, 11, 12 des Toroidvariators 7 wirkenden Kräfte – um deren Schwenkachsen 97a, 97b, bis sich an den Rollern 13a, 15a, 13b, 15b und Axialstellgliedern 112a, 114a, 112b, 114b wieder ein Kräftegleichgewicht eingestellt hat. Mittels der neuen Schwenkwinkelposition um die Schwenkachsen 97a, 97b, 113a, 113b ist somit ein neues Übersetzungsverhältnis des Toroidvariators 7 stufenlos und zugkraftunterbrechungsfrei eingestellt.

[0067] Infolge der gleichen hydraulischen Abstützkräfte sowie ähnlicher Reibkräfte und somit ähnlicher Kräfte im Wälzkontakt stellen sich sämtliche vier Roller 13a, 13b, 15a, 15b hinsichtlich deren vier Schwenkachsen 97a, 97b, 113a, 113b vom Betrag her in die gleiche Schwenkwinkelposition, wobei deren Anordnung symmetrisch zueinander ist. Diese so erzielte Ausrichtung der Schwenkwinkelposition der Roller zueinander wird als sogenannte "Kraftsynchronisierung" bezeichnet.

[0068] Bei zu vorgenannter hydraulischer Druckänderung an den beiden Axialstellgliedern 112a, 114a bzw. 112b, 114b einer Seite schwenkt die Wippe 109, da die beiden Tragzapfen 103a, 116a bzw. 103b, 116b bezüglich deren Schwenkachse 97a, 113a bzw. 97b, 113b axial verschoben werden und zwischen deren unteren Lageraußenringen und der Wippe 109 im Bereich von deren Bohrungen 108a, 118a bzw. 108b, 118b Reibung auftritt. Infolge der – gelenkig – balligen Aufnahme ändert sich der Winkel zwischen der Wippe 109 und den Tragzapfen 103a, 103b, 116a, 116b. Durch diese geänderten geometrischen Verhältnisse wird sämtlichen vier Rollern 13a, 13b, 15a, 15b ein Weg aufgezungen, der zu einer Schwenkwinkelposition führt, in welcher die Roller 13a, 13b, 15a, 15b symmetrisch zueinander angeordnet sind. Diese zusätzlich zur "Kraftsynchronisierung" sichernde zweite Synchronisierung wird als sogenannte "Wegsynchronisierung" bezeichnet.

[0069] Der Toroidvariator 7 weist zusätzlich zu diesen beiden Synchronisierungen eine dritte Synchronisierung auf, die auch bei stillstehender Eingangswelle 5 die zuvor genannte symmetrische Anordnung sämtlicher Tragzapfen 103a, 103b, 116a, 116b der Roller 13a, 13b, 15a, 15b zueinander sicherstellt. Diese als sogenannte "Winkelsynchronisierung" bezeichnete Synchronisierung erfolgt mit vier Bändern 119, 120, 121, 122, welche zum einen die beiden einer Toruskammer 93 bzw. 94 zugehörigen Tragzapfen 103a und 103b bzw. 116a und 116b und zum anderen die beiden auf der jeweiligen Seite – d. h. rechts oder links – angeordneten Tragzapfen 103a und 116a bzw. 103b und 116b miteinander verbindet. Die vier Bänder 119, 120, 121, 122 sind dabei jeweils einfach über Kreuz geschlungen, um beim Schwenken der Tragzapfen 103a, 103b, 116a, 116b eine Drehrichtungs-umkehr zu bewirken. Die vier Tragzapfen 103a, 103b, 116a,

116b weisen zwischen deren oberen Enden und deren mittlerem Bereich, in welchem die Roller 13a, 13b, 15a, 15b angeordnet sind, zwei bezüglich der Schwenkachsen 97a, 97b, 113a, 113b axial benachbart angeordnete Mitnahmescheiben 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130 auf. Um jeweils zwei dieser Mitnahmescheiben sind die vier Bänder 119, 120, 121, 122 geschlungen, wobei die zwei den einzelnen Toruskammern 93 und 94 zugehörigen Bänder 119, 120 in einer unteren Ebene und die zwei die Tragzapfen 103a, 103b, 116a, 116b der beiden Toruskammern 93 und 94 verbindenden Bänder 121, 122 in einer oberen Ebene angeordnet sind. [0070] Fig. 5 zeigt in einer ersten Ausgestaltungsalternative eines Rollers 1013a diesen detailliert in einer geschnittenen Darstellung.

[0071] Der Roller 1013a ist sowohl um die eine eigene Drehachse 1095a drehbar als auch um eine zu seiner eigenen Drehachse 1095a senkrechte Schwenkachse 1097a schwenkbar. Dazu ist der Roller 1013a mittels zwei Lagern 1098a und 1099a drehbar um die eigene Drehachse 1095a auf einem Exzenterzapfen 1100a gelagert, welcher mittels eines Schubnadellagers 1101a geringfügig schwenkbar um eine parallel versetzt zur Drehachse 1095a angeordnete weitere Schwenkachse 1102a angeordnet ist. Dabei ist der Exzenterzapfen 1100a um diese weitere Schwenkachse 1102a schwenkbar wälzgelagert in einem Tragzapfen 1103a aufgenommen. Dieser Tragzapfen 1103a ist in einem mittigen Bereich ausgebuchtet. In diesem mittigen Bereich ist der Roller 1013a angeordnet. Der Tragzapfen 1103a erstreckt sich im wesentlichen senkrecht zur Drehachse 1095a bzw. zur weiteren Schwenkachse 1102a und weist an dessen beiden Enden 1104a, 1105a Nadellager mit außen ballig ausgestalteten Lageraußenringen 1140, 1141 auf. Der obere Lageraußenring 1140 ist in einer Bohrung 1107a einer Abstützplatte 1106 aus Stahl und der untere Lageraußenring 1141 ist in einer Bohrung 1108a einer Wippe 1109 aufgenommen. Sowohl die Abstützplatte 1106 als auch eine nicht näher dargestellte Lageraufnahme der Wippe 1109 sind bewegungsfest mit einem nicht näher dargestellten Leichtmetallgetriebegehäuse des Kraftfahrzeuggetriebes verbunden.

[0072] Der Tragzapfen 1103a ist oberhalb des oberen Nadellagers mit einem coaxial zur Schwenkachse 1097a ausgestalteten Zapfen 1150 versehen, der mittels einer Keilwellenverzahnung und einem Wellensicherungsring drehfest und axial unverschieblich mit einer Mitnahmescheibe 1151 verbunden ist. Um diese Mitnahmescheibe 1151 ist ein verzahntes Band 1153 geschlungen, welches den dargestellten Tragzapfen 1103a mit einem in Fig. 5 nicht ersichtlichen Tragzapfen der selben Toruskammer verbindet. Das Band 1153 ist dabei einfach über Kreuz geschlungen, so dass sich der nicht ersichtliche Tragzapfen der selben Toruskammer stets gegensinnig dreht.

[0073] Zwischen dem unteren Nadellager und dem Roller 1013a ist der Tragzapfen 1103a einteilig zu einer Mitnahmescheibe 1154 ausgestaltet. Um diese Mitnahmescheibe 1154 ist ein Band 1155 einfach über Kreuz geschlungen, welches den dargestellten Tragzapfen 1103a mit einem in Fig. 5 nicht ersichtlichen Tragzapfen einer zweiten Toruskammer derart verbindet, dass sich der Tragzapfen der zweiten Toruskammer stets gegensinnig dreht.

[0074] Der Tragzapfen 1103a ist unterhalb des unteren Nadellagers mit einem coaxial zur Schwenkachse 1097a ausgestalteten Zapfen 1152 versehen, welcher sich an einem nicht näher dargestellten hydraulischen Axialstellglied axial abstützt. Unterhalb dieses hydraulischen Axialstellgliedes ist eine nicht näher dargestellte elektrohydraulische Steuerplatte zur Steuerung des Axialstellgliedes, weiterer Axialstellglieder und von Kupplungen gemäß Fig. 1 angeordnet. [0075] Fig. 6 zeigt in einer zweiten Ausgestaltungsalternative

native eines Rollers diesen detailliert in einer geschnittenen Darstellung.

[0076] Der Roller 2013a und der Tragzapfen 2103a sind in weiten Teilen ähnlich dem Roller der ersten Ausgestaltungsalternative ausgestaltet, weshalb im Folgenden nur auf die wesentlichen Unterschiede eingegangen wird.

[0077] Anstatt einer oberhalb eines oberen Nadellagers angeordneten Mitnahmescheibe ist der Tragzapfen 2103a in einem Bereich zwischen oberem Nadellager und Roller 2013a einteilig zu einer Mitnahmescheibe 2151 ausgestaltet. Um diese Mitnahmescheibe 2151 ist ein Band 2153 geschlungen, welches den dargestellten Tragzapfen 2103a mit einem in Fig. 6 nicht ersichtlichen Tragzapfen der selben Toruskammer verbindet. Das Band 2153 ist dabei einfach über Kreuz geschlungen, so dass sich der nicht ersichtliche Tragzapfen der selben Toruskammer stets gegensinnig dreht.

[0078] Die Lager zur Lagerung des Tragzapfens können auch als Tonnenlager ausgestaltet sein, wobei dann auf einen balligen Lageraußenring verzichtet wird und die tonnenförmigen Wälzkörper unmittelbar in den Bohrungen der Wippe und den Bohrungen der Abstützplatte angeordnet sind.

[0079] Ferner können statt der Bohrungen zur Aufnahme der Lageraußenringe sowohl in der Abstützplatte als auch in der Wippe Linearlager vorgesehen sein.

[0080] Die Mitnahmescheiben bzw. die Bänder, welche die Tragzapfen miteinander verbinden, erfüllen die Funktion eines Achsversatzgetriebes. Demzufolge können die Tragzapfen zur gleichsinnigen Drehmomentübertragung im Übersetzungsverhältnis 1 : 1 auch über eine ungrade Anzahl von Zahnradern, mittels Zahnriemen, mittels Gestängen oder aber mittels Kulissenführungen verbunden sein.

[0081] Anstatt der zwei Ölkänaäle können beliebig viele umfangsmäßig, im Winkel oder radial versetzte Ölkänaäle in die Vollwelle gebohrt sein. Gegebenenfalls kann ein einziger Ölkänaal ausreichend sein.

[0082] Anstelle der in Fig. 1 dargestellten schrägen Bohrung in der Zwischenwelle zur Schmierölversorgung des Rillenkugellagers kann auch eine quer zur Zentralachse ausgerichtete Bohrung vorgesehen sein, welche auf ein Ölfangblech des Rillenkugellagers gerichtet ist.

[0083] Anstelle des Rillenkugellagers zur axialen und radialen Abstützung der Zwischenwelle bzw. Hohlwelle gegenüber dem Getriebegehäuse kann auch ein Gleitlager oder sogar eine axiale Gleitlageranlaufscheibe ausreichend sein.

[0084] Anstatt eines Lagers können auch zwei Axiallager sowie eventuell ein zusätzliches Radiallager verwendet werden, die beispielsweise als Nadellager ausgeführt sind.

[0085] Anstelle der in Fig. 2 dargestellten beiden als quasi-Drossel fungierenden Dichtringe können die als Hohlwelle ausgeführte Zwischenwelle und die innerhalb dieser angeordnete Eingangswelle mit einer Passung bzw. einem Spalt versehen sein. Die Passung fungiert dann anstelle der Dichtringe als quasi-Drossel.

[0086] Die dargestellten Kupplungen zur Auswahl des Fahrbereiches können sowohl als Reibungskupplung, als Formschlusskupplung, wie beispielsweise eine Klauenkupplung, oder als kombinierte Reib- und Formschlusskupplung, wie beispielsweise eine Synchroniereinrichtung, ausgeführt sein.

[0087] Insbesondere kann die am hinteren Ende des Kraftfahrzeuggetriebes angeordnete Kupplung zum Zwecke des direkten Durchtriebs als Reibungskupplung oder als Formschlusskupplung oder alternativ als kombinierte Form- und Reibschlusskupplung ausgestaltet sein.

[0088] Das dargestellte koaxiale Kraftfahrzeuggetriebe mit einem stufenlosen Toroidvariator und Geared-neutral-

Funktion bietet sich ferner für einen Allradantrieb an, wie dieser in der DE 101 33 118.5 dargestellt ist. Dabei kann sich der Getriebeabtriebswelle ein Verteilergetriebe für den Allradantrieb anschließen.

[0089] Abhängig von dem in axialer Richtung des Antriebsstranges zur Verfügung stehenden Bauraum kann das Kraftfahrzeuggetriebe eine beliebige Anzahl von Fahrbereichen aufweisen. Dabei kann ein Fahrbereich als direkter Gang ausgeführt sein, bei welchem die Antriebsmotordrehzahl ohne kämmenden Eingriff von Zahnradern direkt auf die Getriebeabtriebswelle geleitet wird, so dass ein besonders guter Wirkungsgrad entsteht. Insbesondere bietet sich ein solcher direkter Gang bei Fahrzeugen mit flach verlaufendem Verbrauchskennfeld, d.h. einem geringen Verbrauch über einen weiten Drehzahlbereich, an.

[0090] Es bieten sich weitere leistungsverzweigte Fahrbereiche an, welche zusätzliche Planetensätze und Kupplungen aufweisen.

[0091] Das Kraftfahrzeuggetriebe kann eine Eingangsübersetzungsstufe aufweisen, die jedoch wahlweise eine Übersetzung ins Schnelle oder ins Langsame ermöglicht.

[0092] Das in Fig. 1 gezeigte Parksperrenrad kann in alternativen Ausgestaltungen an einer beliebigen Stelle der Ausgangswelle angeordnet sein.

[0093] Bei den beschriebenen Ausführungsformen handelt es sich nur um beispielhafte Ausgestaltungen. Eine Kombination der beschriebenen Merkmale für unterschiedliche Ausführungsformen ist ebenfalls möglich. Weitere, insbesondere nicht beschriebene Merkmale der zur Erfindung gehörenden Vorrichtungsteile, sind den in den Zeichnungen dargestellten Geometrien der Vorrichtungsteile zu entnehmen.

Patentansprüche

1. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator (7) mit zumindest zwei Antriebscheiben (11 und 12), welche mittels einer Eingangswelle (5) drehfest miteinander verbunden sind und einer Abtriebsscheibe (10), welche drehfest mit einer konzentrisch zur Eingangswelle (5) angeordneten Hohlwelle (Zwischenwelle 14) verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Hohlwelle (Zwischenwelle 14) mittels eines Lagers (Rillenkugellager 60) axial zumindest in eine Richtung gegenüber einem Getriebegehäuse (Gehäuseteil 62) abgestützt ist.
2. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Hohlwelle (Zwischenwelle 14) an deren einem Ende drehfest mit der axial zwischen den beiden Antriebscheiben (11 und 12) angeordneten Abtriebsscheibe (10) verbunden ist und an deren anderem Ende mit einem Getriebeglied (Zentralrad 19) eines Zwischengetriebes (8) verbunden ist, wobei die eine Antriebscheibe (12) axial zwischen der Abtriebsscheibe (10) und dem Getriebeglied (Zentralrad 19) drehbar und konzentrisch auf der Hohlwelle (Zwischenwelle 14) gelagert ist, und wobei das Lager (Rillenkugellager 60) axial innerhalb eines Zwischenraumes zwischen der besagten einen Antriebscheibe (12) und der Abtriebsscheibe (10) angeordnet und an der Hohlwelle (Zwischenwelle 14) abgestützt ist.
3. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Getriebeglied (Zentralrad 19) eine Schrägverzahn-

nung aufweist.

4. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die besagte eine Antriebsscheibe (12) begrenzt axialverschieblich koaxial auf der Hohlwelle (Zwischenwelle 14) gelagert ist. 5

5. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach einem der Patentansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Abtriebsscheibe (10) begrenzt axialverschieblich koaxial auf der Hohlwelle (Zwischenwelle 14) angeordnet ist. 10

6. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Lager (Rillenkugellager 60) die Hohlwelle (Zwischenwelle 14) in beide axiale Richtungen an dem Getriebegehäuse (Gehäuseteil 62) abstützt. 15

7. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Hohlwelle (Zwischenwelle 14) mittels des Lagers (Rillenkugellager 60) zusätzlich radial gegenüber dem Getriebegehäuse (Gehäuseteil 62) abgestützt ist. 20

8. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Lager (Rillenkugellager 60) ein Wälzlager ist. 25

9. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass radial zwischen der Eingangswelle (5) und der Hohlwelle (Zwischenwelle 14) ein Ringraum (58) angeordnet ist, welcher über eine Ausnehmung (Bohrung 75) eine durchströmbare Verbindung zum Lager (Rillenkugellager 60) herstellt. 30

10. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass radial zwischen der Eingangswelle (5) und der Hohlwelle (Zwischenwelle 14) ein Ringraum (58) angeordnet ist, welcher über eine Ausnehmung (Bohrung 75) eine durchströmbare Verbindung zum Lager (Rillenkugellager 60) herstellt, wobei zumindest ein weiteres Lager (erste Nadellager 50, drittes Nadellager 85) in einem Endbereich der Hohlwelle (Zwischenwelle 14) über eine Drossel (Dichtungen 190, 76) im Ringraum (58) definiert mit einem Teilstrom von Schmiermittel versorgt wird. 35 40 45

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen

50

55

60

65

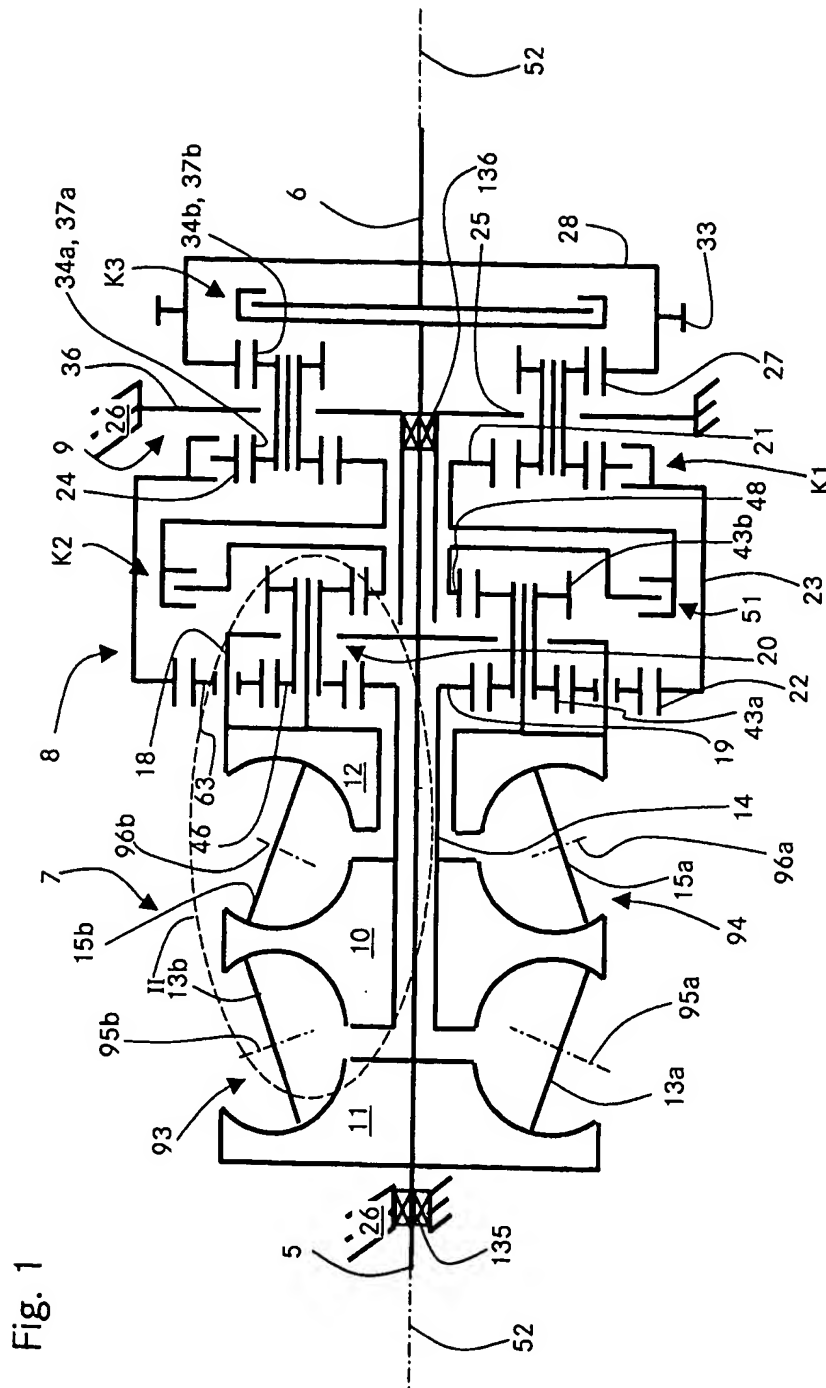


Fig. 1

Fig. 2

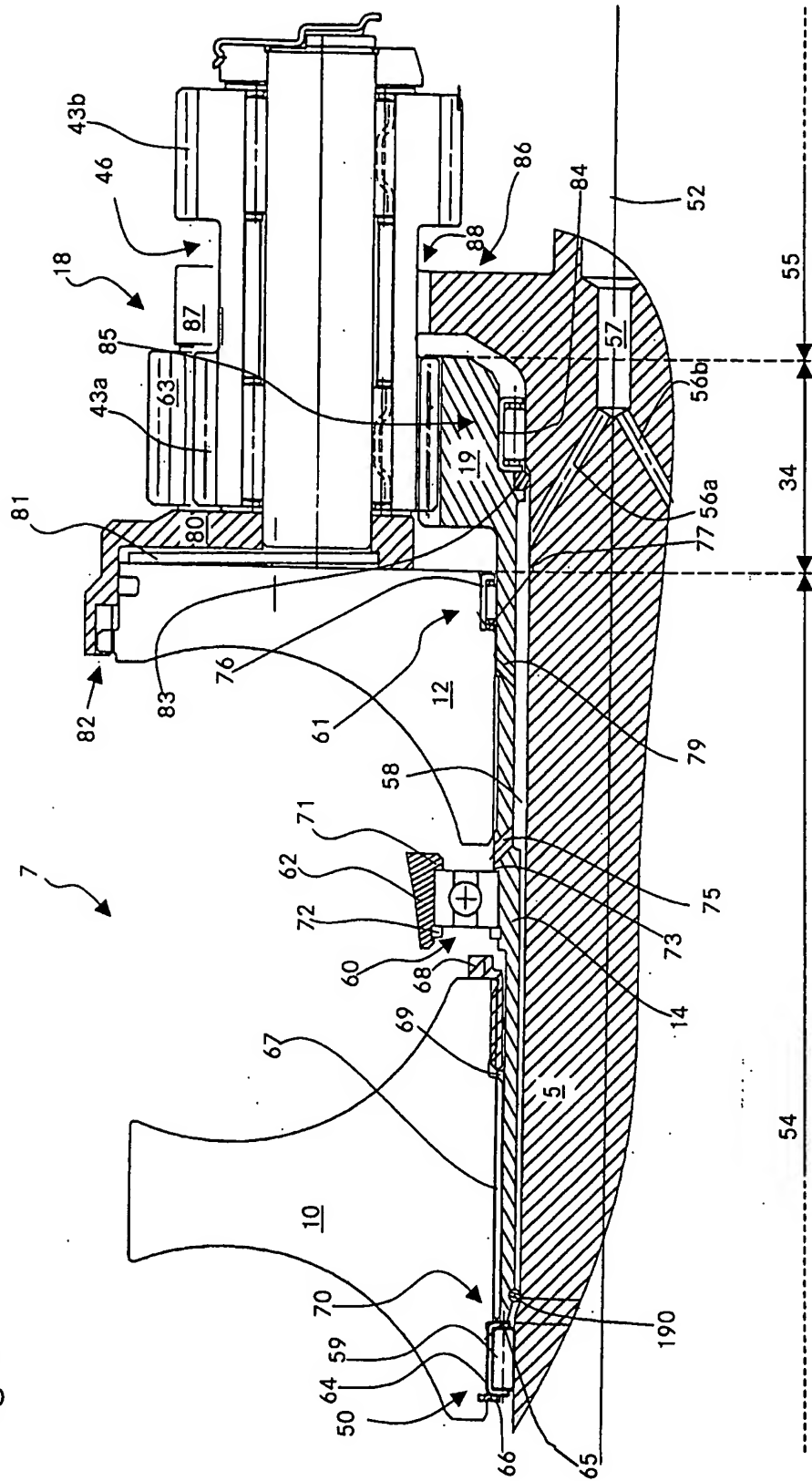


Fig. 3

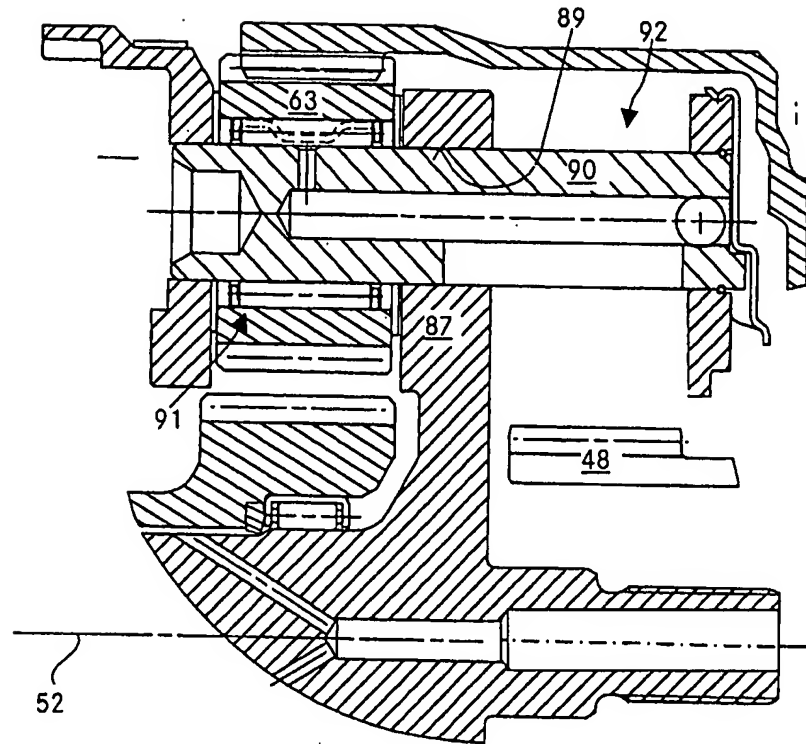


Fig. 4

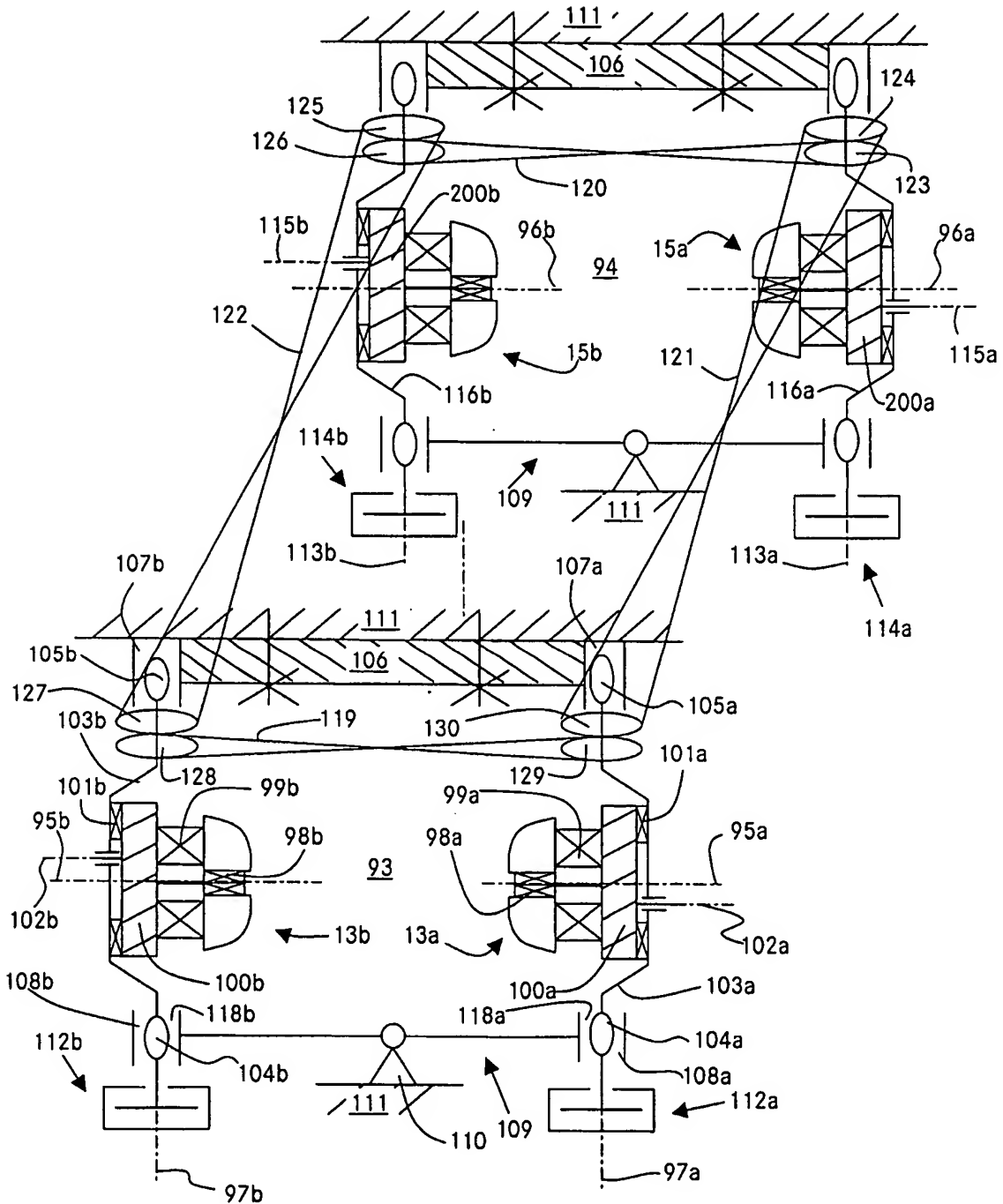


Fig. 5

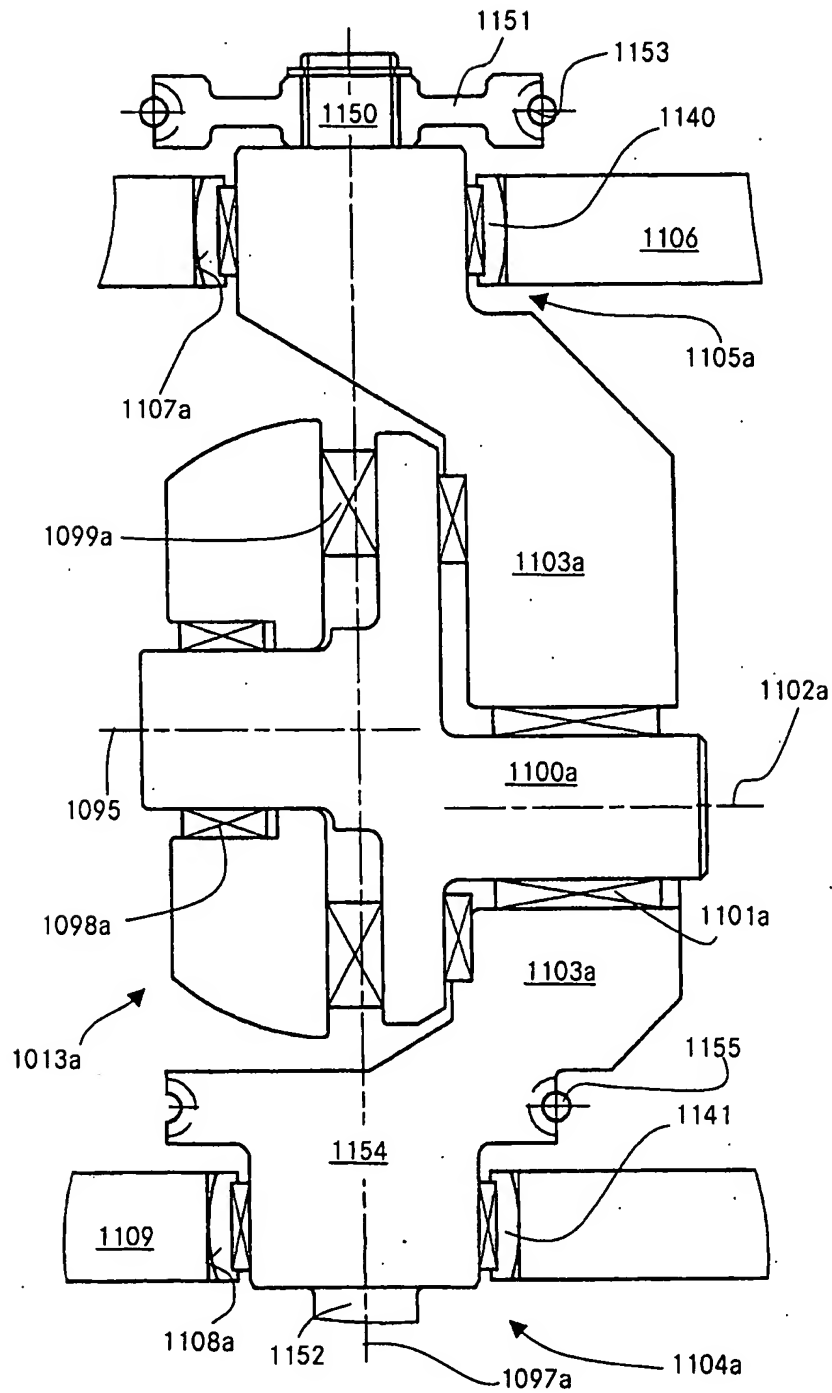
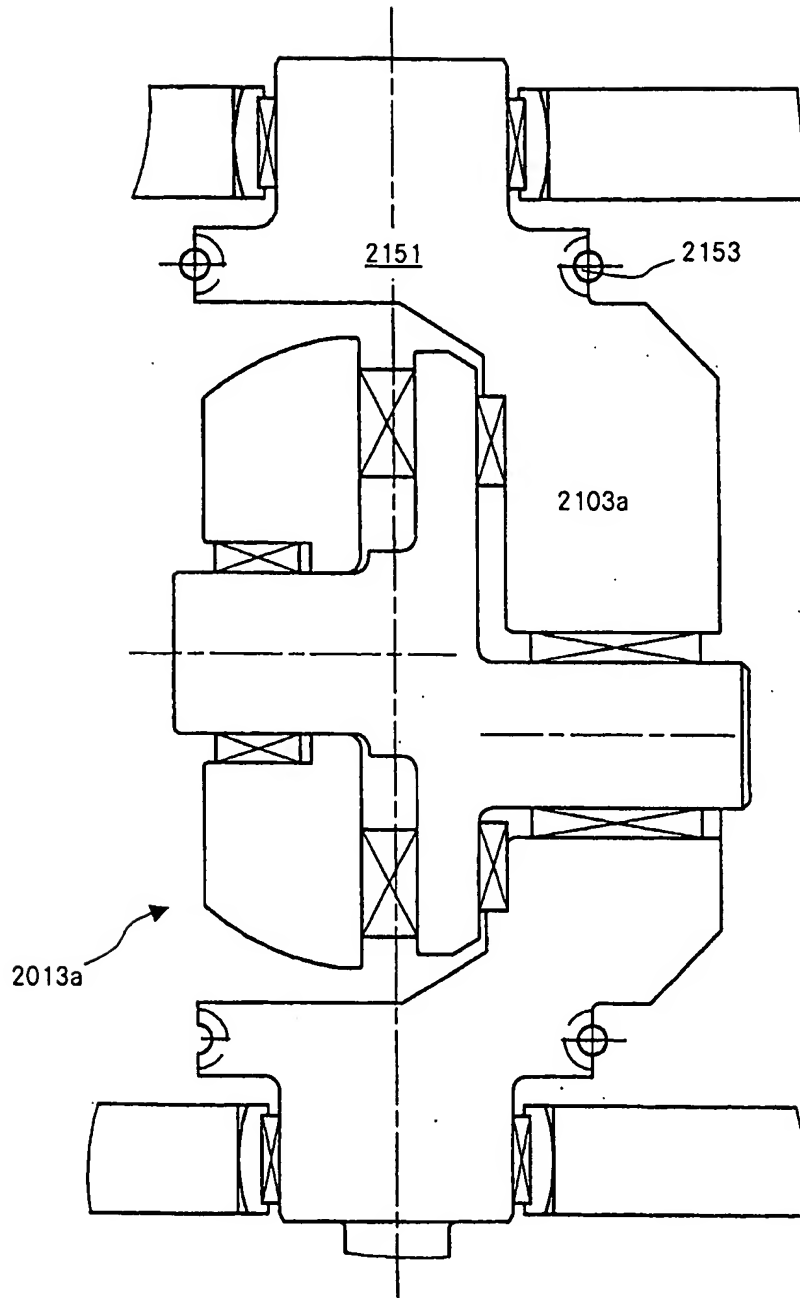


Fig. 6



DE10237487

Title:

Toroidal-type continuously variable transmission and continuously variable transmission apparatus

Abstract:

A plurality of projecting portions are provided on and projected from part of an outer peripheral surface of an input side disk. A plurality of transmitting projection pieces are provided on a base end portion of a transmission shaft. The transmitting projection pieces of the transmission shaft are engaged with the projecting portions of the input side disk to thereby be able to transmit torque between the input side disk and the transmission shaft.